

MODELISATION DE LA CONVECTION FORCEE TURBULENTE DANS UN CANAL AVEC DES BLOCS CHAUFFE TOTALEMENT « EFFET DE L'ESPACEMENT »

Kamal Amghar*, Mohamed Ali Louhibi, Najim Salhi, Merzouki Salhi

Laboratoire de Mécanique et Energétique, Faculté des Sciences, BP. 717 Boulevard
Mohamed VI 60000 Oujda, Maroc

* Corresponding author; e-mail: amgharkamaler@gmail.com

Résumé

La convection forcée est un phénomène de transfert thermique associé aux écoulements de fluide. La présence de la convection forcée influe simultanément sur les champs thermique et hydrodynamique. Dans ce travail nous nous intéressons principalement d'étudier les effets provoqués sur le transfert de chaleur de la convection forcée turbulente par des blocs de formes carré, solides, isothermes et chaud, placé au milieu du canal horizontal, sont étudiés en utilisant la méthode des volumes finis. Le couplage pression-vitesse a été traité par l'algorithme SIMPLER. Les résultats sont présentés en termes, le nombre de Nusselt moyen, lignes de courant et le champ de température pour de différentes positions entre les blocs.

Mots clefs : Convection forcée, Volume finis, Canal rectangulaire, Blocs, SIMPLER

1. Introduction

Le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal munis des blocs carré, chaud et isothermes est un problème, dont l'intérêt tant sur le plan fondamental que sur le plan industriel est important. Parmi ces applications, nous pouvons citer : le refroidissement des composants électroniques, l'industrie des capteurs solaires, la thermique de l'habitat et l'ingénierie nucléaire, Abbassi et al. [1].

Au cours des dernières années, un grand nombre de recherches expérimentales et numériques a été consacré à l'étude du transfert thermique dans un canal contenant des blocs solides. Parmi ces travaux, on cite notamment celui, Young et al. [2], Wang et al. [3] qui ont étudié l'effet des obstacles sur l'amélioration de transfert de chaleur par l'augmentation des surfaces de blocs et leur importance pour valoriser la turbulence. Aussi les auteurs Durao et al. [4] and Bosch et al. [5] ont réalisé expérimentalement une étude approfondie de l'écoulement turbulent traverse une barre carrée munis dans les murs du canal.

L'objectif du présent travail, consiste à étudier numériquement l'effet d'espacement longitudinal sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un écoulement turbulent autour des blocs carrés.

2. Modèle physique et formulation mathématique

Le problème physique considéré dans cette étude est celui d'un écoulement incompressible, turbulent et bidimensionnel dans un canal horizontal de hauteur H et de longueur L , dont les parois sont adiabatiques. La première géométrie (1a) consiste trois blocs carrés de même dimension $w \times w$ sont montés au milieu du canal. Le premier obstacle est inséré à une distance $x_{in} = 21,5$ mm et la distance entre les blocs est x . La seconde (1b) maintiennent les mêmes dimensions du premier canal, sauf que les blocs sont divisés en deux (hauteur = $w/2$) avec un espace entre les blocs divisés est « y ». Le fluide caloporteur considéré dans cette étude est l'air (nombre de Prandtl $Pr = 0,71$) de température $T_{in} = 305$ K. Ses propriétés physiques, à l'exception de sa densité, sont supposées constantes. A l'entrée du canal, le profil des vitesses est parabolique avec une vitesse maximale U_0 . À la sortie, on suppose que les gradients de vitesse et de température sont nuls. Les conditions aux limites dynamiques sur les surfaces solides sont de types rebonds en arrière ce qui permet d'obtenir $u=v=0$.

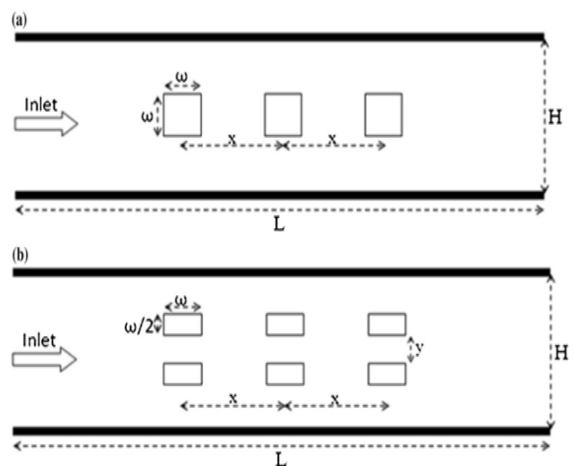


Figure 1 : Configuration étudiée

Pour la formulation mathématique du problème considéré, Les propriétés physiques de l'air incompressible, stationnaire est gouvernée par les équations suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P_k - c_{\varepsilon 2} \varepsilon) \quad (5)$$

Les constantes utilisées dans le modèle de turbulence k- ε sont celles adoptée par chieng et lauder (1980) [6].

$$\sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

et le terme de production de turbulence (P_k) dans l'équation k est défini comme:

$$P_k = \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]$$

3. Procédure Numérique

Le modèle numérique utilisé pour résoudre les équations de conservation de notre système est basé sur la méthode des volumes finis développée par Patankar [7]. avec un schéma de discrétisation « Quick ». [9] pour les termes de transport. Le couplage pression-vitesse a été assuré par l'algorithme SIMPLER [10].

Une étude du maillage a été réalisée et nous avons conclu que le maillage optimal qui permet d'avoir un meilleur compromis (précision/temps de calcul) est 120x90.

4. Résultats et discussion

4.1. Lignes de courant

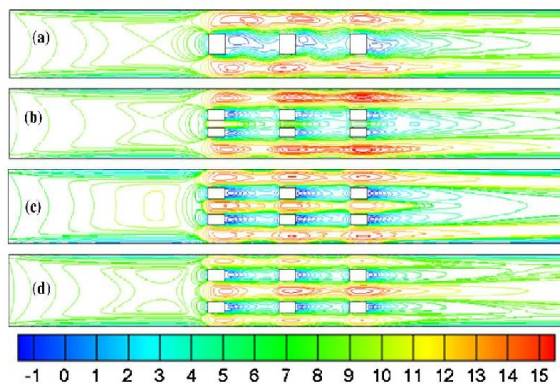


Figure 2 : Lignes de courant ($u_{int} = 8$ m/s , $x = 6.5$ m)

L'effets de l'espacement longitudinal entre les blocs sur le transfert de chaleur ont été étudié, ou le cas d'admission de l'air, $u_{int} = 8$ m/s et la distance transversale entre les blocs carré $x = 6,5$ mm, à partir la figure (2-a), on remarque qu'il ya une formation des zones de recirculation derrières à cause le blockage de l'air par le premier bloc, ce qui provoque une vitesse très élevé entre les facettes supérieur et inférieur et les parois du canal.

D'un autre part, quand on devise les blocs (figure 2b-d), nous observons une diminution de la zone de recirculation en amont des blocs et ceci devient quand en augmentant l'espacement « y » et également remarquable que la vitesse de l'air est augmenté entre les blocs.

4.2. Champs de température

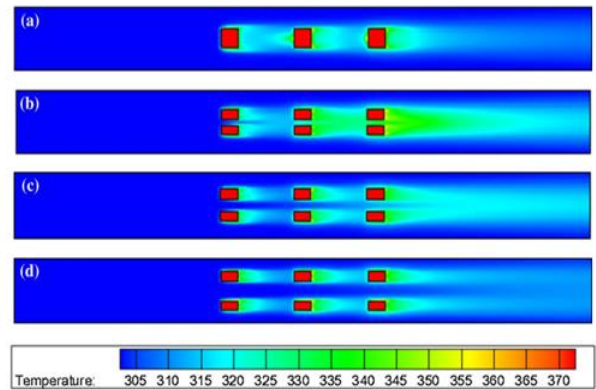


Figure 3 : Champs de Température ($u_{int} = 8$ m/s , $x = 6.5$ m)

Les résultats de champs de température obtenues pour différentes valeurs d'espacement longitudinal, sont montrées respectivement sur les figures 2b, 2c et 2d pour une vitesse d'entrée 8 m/s et espacement transversal fixe $x = 6,5$ mm .En effet la température est plus élevée dans la région derrières les blocs chauds, et nous observons que l'air chauffé se répartissent d'une manière significative et proportionnelle au distance transversale « y ».

4.3. Nombre de Nusselt moyen

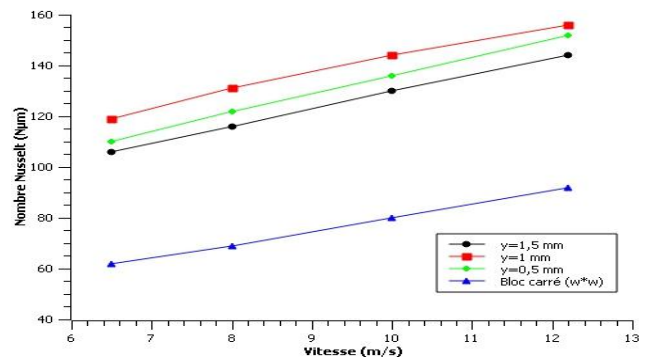


Figure 4 : Nusselt moyen en fonction la vitesse d'entrée

La figure 4 illustre l'effet d'espacement longitudinal sur le nombre de Nusselt moyen en fonction la vitesse d'admission de l'air pour les valeurs suivants : 6,5 .8.10.12, 2.Ce dernier nous observons que le nombre de Nusselt moyen augmente progressivement avec l'augmentation de la vitesse de l'air, dont devient plus important dans le cas (b), (c) et (d) (les blocs séparé par un espacement y) par rapport le cas (a),cela est interprété que le taux de transfert convectif est plus important par l'augmentation de la surface d'échange quand en divisant les blocs.

Il est également remarquable en pourcentage que pour l'espacement longitudinal entre les blocs pour $x= 6,5$ mm, le nombre de Nusselt moyen dans les cas (b),(c) et (d) augmentent environ 60% par rapport le cas (a).On note aussi que le nombre de Nusselt dans le cas (d) est moins important en raison la quantité d'air circulant entre les facettes supérieur et inférieur de blocs et les parois du canal.

5. Conclusion

Dans cette communication, nous avons étudié numériquement l'effet de l'espacement longitudinal sur le transfert de chaleur et l'écoulement d'air dans un canal rectangulaire et horizontal munis de blocs carré, solide, chaud et isotherme placé au milieu du canal. Les résultats numériques obtenus par la méthode des volumes finis, sont présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique (Nombre de Nusselt moyen, lignes de courants, champs de température) d'un écoulement turbulent d'air en convection forcée à l'aide du modèle k- ϵ .A la lumière de cette étude, on conclut, que le nombre de Nusselt moyen est proportionnel augmente avec l'augmentation de la vitesse d'entrée de l'air, En outre, la division des blocs s'accompagne par une augmentation la surface d'échange et par conséquent une augmentation le taux de transfert de chaleur. Cette étude peut être prolongée pour évaluer le cas optimum et pour différente formes de blocs et pour différentes conditions.

Références:

- [1] A.bbassi, H.,Turki, S., Nasrallah, S. B., 2001, "Numerical investigation of forced convection in a plane channel with a built-in triangular prism", International Journal Thermal. Vol. 40, pp. 649–658.
- [2] Young, T.J., Vafai, K., 1998, "Convective flow and heat transfer in channel containing multiple heated obstacles", International. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 3279–3298.
- [3]Young, T.J. and Vafai, K. 1999, "Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of arrays of channel mounted obstacles", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 34-42.
- [4] Duraó, D.F.G., Gouveia, P.S.T. and Pereira, J.C.F. 1991, "Velocity characteristics of the flow around a square

cross section cylinder placed near a channel wall", Experiments in Fluids, Vol. 11, pp. 341-50.

[5] Bosch, G. and Rodi, W. 1996, "Simulation of vortex shedding past a square cylinder near a wall", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 17, pp. 267-75

[6] Chieng C.C et Launder B.E., *Numérique de transfert de chaleur*, vol. 3, pp. 189-207.

[7] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, NY, (1980).

[8] K. Amghar, M.A. Louhibi, N. Salhi, M. Salhi," International Conference on electrical and information technologies (ICEIT)", IEEE, 2016.

[9] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, NY,1980.

Nomenclature

D_h	Diamètre hydraulique du canal (m)
C_1, C_μ	Constante de model k- ϵ
T	Température (K)
v	Composante de la vitesse suivant la direction y (m/s) due à la flottabilité (m^2/s^2)
T_{in}	Température d'admission
x	Espacements entre deux blocs (m)
y	Espacements entre deux blocs divisés (m)
u	Composante de la vitesse suivant la direction x (m/s)
P_k	Production de turbulence
H	Hauteur du canal (m)
K	Energie cinétique turbulent (m^2/s^2)
Y_k, Y_w	Dissipation de k and ω (m^2/s)
Nu	Nombre de Nusselt moyen
P	Pression (Pa)
Re	Nombre de Reynolds
u_{int}	Vitesse d'admission (m/s)
L	Longueur du canal (m)

Symboles grecs

μ_l	Viscosité Laminaire (kg/ms)
μ_t	Viscosité turbulent (kg/ms)
ϕ	Variables dépendantes u, v, k, T et ϵ
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	Constante du modèle pour les équations k et ϵ
v	Viscosité Cinématique (m^2/s)
ρ	Densité (kg/m ³)
k	Energie Cinétique turbulent, m^2/s^2
ϵ	Vitesse de dissipation de l'énergie turbulence m^2/s

Indices et exposants

t	Turbulent
f	Fluide
in	Inlet
w	Mur